



## CONTROLE ATIVO DE INTENSIDADE ESTRUTURAL EM VIGAS CONSIDERANDO EXCITAÇÕES MULTI-FREQÜÊNCIA

Allan K. A. Pereira

José Roberto F. Arruda

Laboratório de Vibroacústica

Departamento de Mecânica Computacional

Universidade Estadual de Campinas CP 6122

Campinas, SP, 13083-970, Brasil

**Resumo** Este artigo apresenta uma metodologia de controle ativo que consiste na minimização da parte ativa da intensidade estrutural visando a redução no nível global de vibração em vigas. A idéia básica atrás de tal estratégia é que as forças geradas pelo controlador dissiparão a potência injetada na estrutura pelas forças perturbadoras, e portanto a estrutura não terá que vibrar para dissipar a energia que recebeu. Assim, o nível global de vibração pode ser minimizado. Tal método denominado controle adaptativo via intensidade estrutural (ASIC) é implementado no domínio da frequência. O método é investigado usando um exemplo simples que consiste em uma viga possuindo uma das terminações livre e a outra quasi-aneecóica (caixa de areia). Resultados de simulação numérica são apresentados para excitações multi-freqüência. Os resultados são comparados com os obtidos usando um método de controle de amplitude de onda. O ASIC teve um desempenho bastante superior em todos os casos testados.

**Palavras-chave:** Intensidade Estrutural, Fluxo de Potência, Controle Adaptativo, Vibrações, Controle Ativo

### 1. INTRODUÇÃO

Vibrações podem se propagar em uma estrutura na forma de ondas de flexão, longitudinais e torsionais (Cremer et. al, 1988), e geralmente se acoplam com o fluido que a envolve irradiando som. Tais vibrações muitas vezes precisam ser evitadas e diversos esforços têm sido feitos neste sentido. Técnicas passivas, no entanto, nem sempre são eficazes em baixas frequências, já que exigiriam a adição de grande quantidade de massa, o que nem sempre é viável (Ehy, 1985). Nestas situações, o controle ativo é bastante interessante.

A resposta de uma estrutura vibrando na ressonância tende a ser dominada por um único modo, e portanto, necessita-se de somente um único atuador para controlá-la. No entanto, fora da ressonância, a resposta pode ser dominada por vários modos e, nestes casos, o controle modal pode não ser eficiente, já que exige um atuador por modo a ser controlado (Meirovitch and Norris, 1984). A abordagem usando intensidade estrutural como erro a ser controlado difere da abordagem usual de controle modal para reduzir a energia total de vibração em seções de vigas e pode, nestes casos, ser mais eficiente e até ter implementação menos complexa. Redmam-White et al. (1987) demonstraram que forças ativas aplicadas em estruturas tipo viga são capazes de atenuar as ondas de flexão que se propagam na mesma e também a intensidade estrutural associada. Além disso, mostraram que a intensidade estrutural devido à flexão se propagando em vigas finitas terminadas por uma impedância conhecida poderiam ser controladas por um único atuador de controle. Assim, se a energia que faz com que uma estrutura vibre puder ser confinada nas imediações de onde ela está sendo introduzida, como, por exemplo, no suporte antes de dispersar por toda a estrutura, metodologias eficientes baseadas no controle da energia total que passa pela região de controle podem ser implementadas (Gibbs, 1995).

A metodologia ASIC proposta por Arruda e Dehandschutter (1996) é aplicada neste artigo para o estudo do controle de intensidade estrutural em vigas em flexão. A idéia básica desta estratégia é dissipar a energia antes que ela se propague pela estrutura e provoque a vibração da mesma. Em outro trabalho, Pereira et al. (1998) usaram o ASIC para o controle de vibrações em vigas devido à excitação tonal.

## 2. ESTIMATIVA DA INTENSIDADE ESTRUTURAL DEVIDO À FLEXÃO EM VIGAS

A intensidade estrutural (SI) é definida como o fluxo de potência (Noiseux, 1970; Cremer et al., 1988) por unidade de área normal ao fluxo. No caso de placas, a SI é definida como potência por unidade de comprimento e no caso de vigas, como potência diretamente. Para vigas em flexão, adotando-se a teoria de Bernoulli-Euler e sensores cerâmicos piezelétricos (PZTs), é possível mostrar que a SI terá a seguinte expressão (Pereira, 1999)

$$I = \frac{-2EJ\omega}{z^2 k O^2 \sin(k\delta_x)} \Im \{E_1^* E_2\} \quad (1)$$

onde  $E$  é o módulo de Young,  $J$  é o momento de inércia da seção transversal da viga,  $z$  é a distância entre a superfície do PZT e a linha neutra da viga,  $O = \sin(kd) / (kd)$ ,  $d$  é a metade do comprimento do PZT,  $\delta_x$  é a distância entre os PZTs,  $E_i$  é a amplitude complexa da deformação medida no PZT  $i$  e  $k$  é o número de onda teórico que vale (teoria de Bernoulli-Euler)

$$k^4 = \omega^2 \frac{\rho S}{EJ} \quad (2)$$

No caso da viga, para excitação em uma de suas extremidades, vale a relação

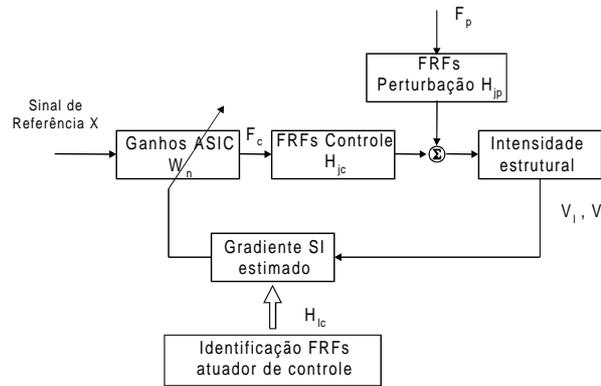
$$\Phi = I \quad (3)$$

onde  $\Phi$  é o divergente da intensidade estrutural.

### 3. O CONTROLADOR ASIC NORMALIZADO

Como comentado anteriormente, Arruda e Dehandschutter (1996) propuseram uma estratégia que consiste em minimizar o divergente da intensidade estrutural através de um caminho fechado que contém as fontes de perturbação e de controle, ou seja, conhecendo a localização da fonte de perturbação, posiciona-se um controlador o mais próximo possível da fonte e minimiza-se o divergente da intensidade que flui pelo caminho fechado. Controlando a intensidade estrutural resultará em redução da vibração. O princípio básico atrás da estratégia proposta é que as forças geradas pelo controlador dissiparão a potência injetada na estrutura pelas forças perturbadoras, e portanto a estrutura não terá que vibrar para dissipar a energia que recebeu. Assim, o nível global de vibração pode ser minimizado (Arruda and Dehandschutter, 1996).

O ASIC normalizado é um controlador de alimentação direta que consiste de um filtro FIR e de um algoritmo adaptativo (vide Métodos das Médias Quadráticas Mínimas (LMS) - Elliot et al., 1987). O algoritmo é do tipo máxima inclinação ("*steepest descent*") e a função objetivo é o valor quadrático da intensidade (Pereira, 1999). Já o filtro FIR fornece as forças de controle a partir de um sinal de referência, o qual está correlacionado com a perturbação. A Figura 1 apresenta um diagrama do controlador



**Figura 1:** Esquema do controlador ASIC

Os pesos  $W$  do filtro são atualizados pelo algoritmo adaptativo e têm a seguinte expressão

$$W_{n+1} = W_n - \frac{\mu \Im \{ E_1^* E_2 \} X^* i}{|\Im \{ E_1^* E_2 \} X^* X \Im \{ H_{1c}^* H_{2c} \}|} \{ E_2 H_{1c}^* - E_1 H_{2c}^* \} \quad (4)$$

onde  $\mu$  é o tamanho do passo,  $X$  é a amplitude complexa do sinal de referência,  $*$  representa o conjugado complexo,  $H_{jc}$  é a FRF (Função de Resposta na Freqüência) entre

o sensor PZT  $j$  e o sinal de controle,  $\Im$  representa a parte imaginária de uma variável complexa,  $i = \sqrt{-1}$ , e  $|\cdot|$  representa o módulo.

Note que o controlador não depende do sistema que está sendo controlado, ou seja, se é uma viga ou se é controle acústico, por exemplo, já que não há na Eq. (4) parâmetros físicos do sistema controlado, apenas FRFs, que podem ser medidas, e o sinal de referência. O ASIC normalizado só depende de propriedades locais: das medidas das deformações, ou do erro que se está medindo, e das FRFs entre os erros e o sinal de controle, além, é claro, do sinal de referência.

A normalização do ASIC possibilita a adoção de um único passo  $\mu$  para o caso de múltiplas frequências. A constante  $\mu$  determina o tamanho do passo de cada iteração, e sua escolha depende das propriedades do sinal de referência e do sistema a ser controlado. Para que o algoritmo convirja deve-se impor que (Pereira, 1999)

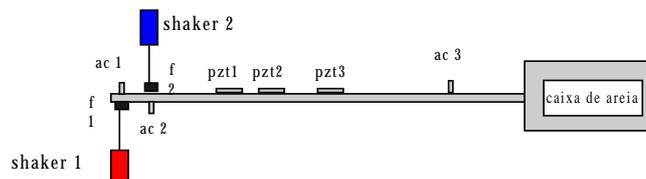
$$0 < \mu < \frac{1}{|\bar{R}|} \quad (5)$$

onde

$$\bar{R} = 2IF(\omega)X^*Xi \{H_{1c}^*H_{2c} - H_{2c}^*H_{1c}\} \quad (6)$$

#### 4. RESULTADOS PARA EXCITAÇÃO MULTI-FREQÜÊNCIA

Com o intuito de se verificar a eficiência do ASIC normalizado, montou-se um experimento (vide Fig. 2), o qual foi identificado e, a partir do modelo identificado, realizaram-se simulações numéricas. Tal controlador foi comparado com o método de Gibbs-Fuller (Gibbs, 1995) o qual, por sua vez, minimiza a amplitude de onda. Tais controladores visam atenuar a vibração depois da região onde se localizam os sensores de controle (Pereira, 1999).



**Figura 2:** Esquema do experimento para controle da SI em vigas

No experimento foi utilizada uma viga de alumínio de  $1.20m \times 0.0035m \times 0.0196m$ , com uma terminação quasi-anecóica (uma caixa de areia) e outra livre. Um primeiro excitador eletrodinâmico ("shaker"), denominado perturbação, estava fixo na extremidade livre. Usou-se aqui um transdutor de força e um acelerômetro para se medir a potência injetada na viga naquele ponto. Um segundo "shaker", o qual fornece a força de controle, foi fixado a  $0.09m$  da extremidade livre da viga. O mesmo dispositivo transdutor de força/acelerômetro estava também presente neste ponto. A distância entre as fontes

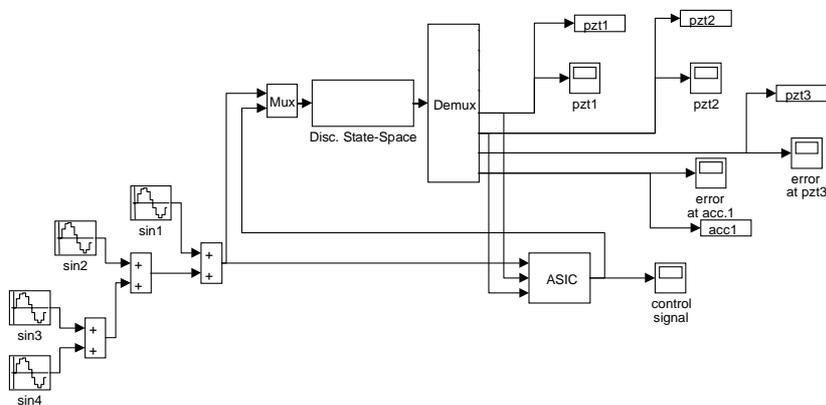
de perturbação e de controle não é um parâmetro crítico para o caso de controle da intensidade estrutural em vigas (Pan and Hansen, 1993).

Três sensores de cerâmica piezolétrica (PZTs) foram colados na viga nos pontos  $0.215m$ ,  $0.345m$  e  $0.498m$  da extremidade livre da viga, respectivamente. Tais sensores são do modelo T110-A4e-602 da Piezosystems (Piezo, 1995), e têm espessura de  $0.25mm$ , largura de  $19.6mm$  e comprimento de  $30mm$ . Os dois primeiros sensores são usados para medir a intensidade estrutural, no caso do ASIC, e as amplitudes de onda, no caso do Gibbs-Fuller. Já o terceiro é usado somente para se verificar o nível de vibração depois da zona de controle. Finalmente, um acelerômetro é também fixado a  $0.1m$  da caixa de areia e é usado para se verificar a atenuação do nível de vibração naquele ponto.

Um algoritmo de identificação Q-Markov Cover (Moreira, 1998) foi utilizado para identificar as matrizes do modelo em espaço de estado ( $\mathbf{A}$ ,  $\mathbf{B}$ ,  $\mathbf{C}$ ,  $\mathbf{D}$ ), por intermédio das funções de resposta em frequência e respostas impulsivas obtidas experimentalmente.

Um parâmetro importante a ser utilizado nas simulações numéricas é o tempo de amostragem usado nesta identificação. Aqui, a faixa de frequência selecionada foi de  $0$  a  $800Hz$  e a frequência de Nyquist foi de  $1024Hz$ . Assim, o tempo de amostragem,  $t_s$ , é  $1/2048 = 4.883e - 04s$

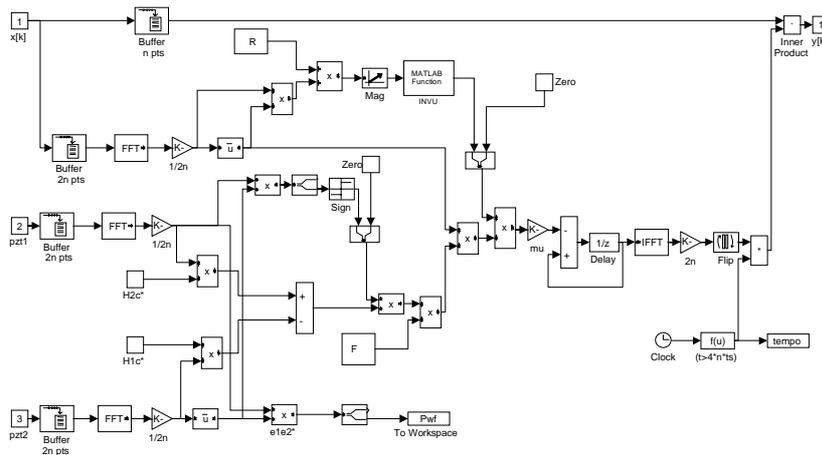
A seguir apresentam-se os diagramas dos controladores. O primeiro a ser mostrado representa o ASIC (vide Fig. 3), implementado então para a viga. Na Fig. 4, note-se que os sinais de erro são os sinais dos PZTs 1 e 2, e que estes sinais são ponderados pelas FRFs entre o sinal de controle e os PZTs, respectivamente  $H_{1c}$  e  $H_{2c}$ . Note-se ainda que este controlador é implementado no domínio da frequência e, portanto utilizam-se aqui, os blocos representativos da Transformada de Fourier, no caso, a FFT.



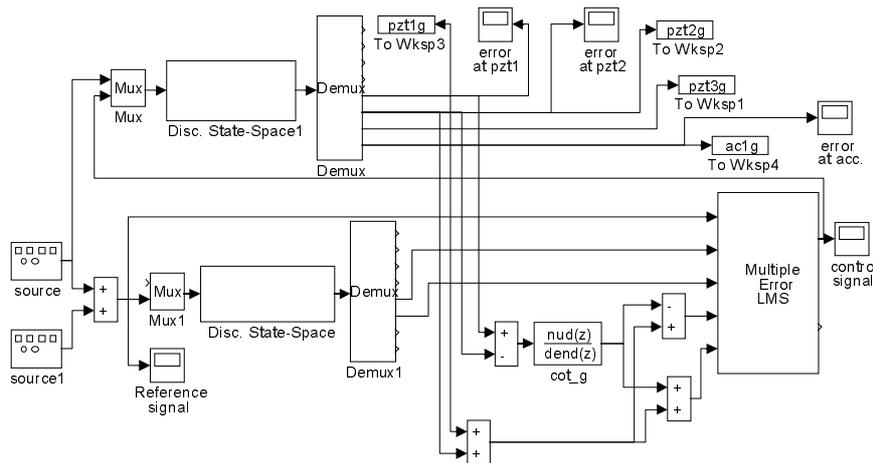
**Figura 3:** Diagrama de blocos da simulação usando o Método ASIC

Em seguida, o diagrama de blocos do aqui denominado Método de Gibbs-Fuller, o qual minimiza a amplitude instantânea das ondas se propagando na viga e utiliza também como sinais de erro os PZTs 1 e 2, é mostrado na Fig. 5. Tal método também é implementado no domínio do tempo e usa como controlador o LMS com referência filtrada e múltiplas entradas e múltiplas saídas (MFXLMS - vide Elliot et al., 1987), mostrado na Fig. 6.

Adotam-se frequências de excitação como múltiplas da frequência de amostragem. Os parâmetros das simulações são  $n = 64$  e de  $t_s = 4.883e - 04s$ .



**Figura 4:** Diagrama de blocos do Método ASIC normalizado



**Figura 5:** Diagrama de blocos da simulação usando o Método *Gibbs-Fuller*

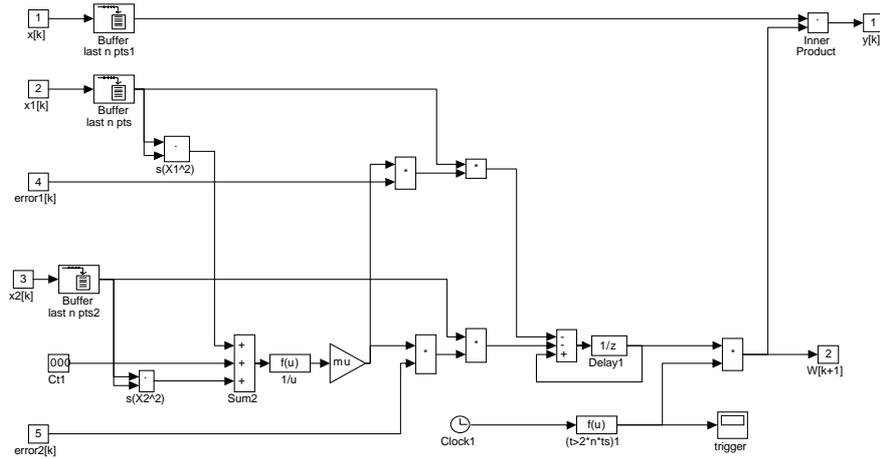
Apresentam-se, a seguir, os resultados para diferentes casos de excitação.

No primeiro caso a ser apresentado, foram utilizadas 2 frequências de excitação as quais são próximas, quais sejam, de  $32Hz$  e de  $64Hz$  (— sem controle; + ASIC; ... GIBBS - sem escala).

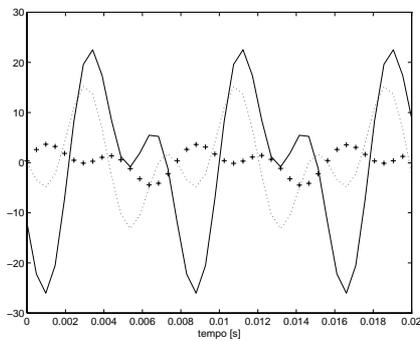
Conforme visto nas Figs. 7, 8, 9 e 10, a atuação do controlador ASIC se mostrou mais efetiva que o de GIBBS-FULLER em todos os sensores.

A seguir, mostram-se os gráficos a respeito das convergências das intensidades estruturais obtidas pelo ASIC para as duas frequências distintas.

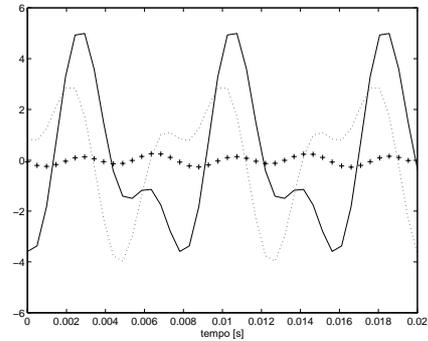
Nas Figs. 11 e 12, é possível observar que o controlador ASIC foi capaz de controlar a intensidade estrutural nas duas frequências distintas. É importante lembrar que o fato do coeficiente  $\mu$  ficar independente da frequência implica em convergência independente para cada frequência. Portanto, o tempo de convergência do controlador estará associado



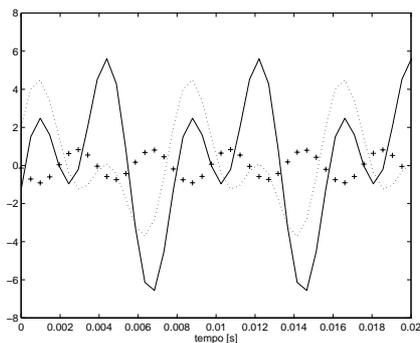
**Figura 6:** Diagrama de blocos do Método *MFXLMS*



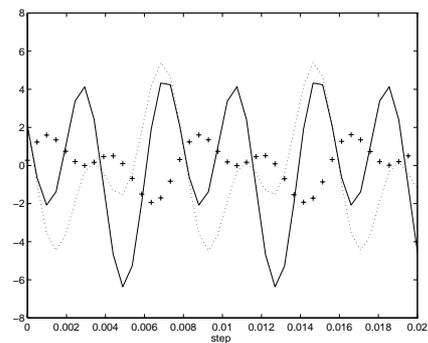
**Figura 7:** Resposta no tempo para o PZT 1 em 32 e 64Hz



**Figura 8:** Resposta no tempo para o PZT 2 em 32 e 64Hz



**Figura 9:** Resposta no tempo para o PZT 3 em 32 e 64Hz

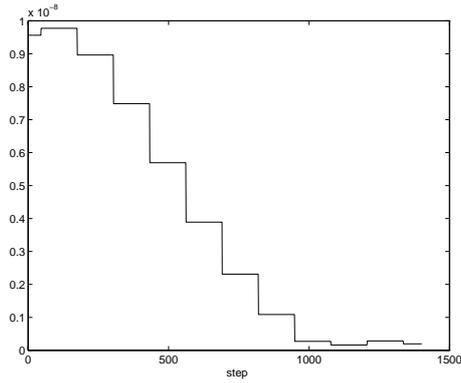


**Figura 10:** Resposta no tempo para o Acelerômetro em 32 e 64Hz

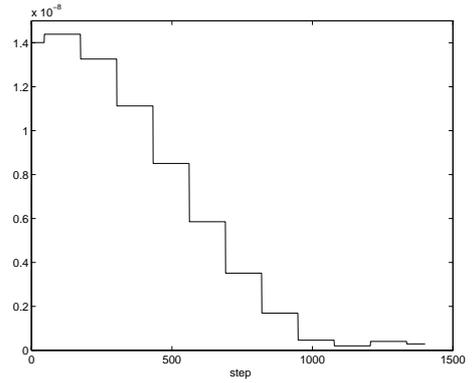
a qual das frequências demora mais para ser controlada. A flutuação que ocorre nos gráficos é o "misadjustment" inerente ao controlador (Pereira, 1999).

Um outro problema a ser testado consiste em utilizar múltiplas frequências próximas. Consideram-se então as seguintes excitações de 32Hz, de 64Hz, de 96Hz e de 128Hz, atuando simultaneamente (— sem controle; + ASIC; ... GIBBS - sem escala).

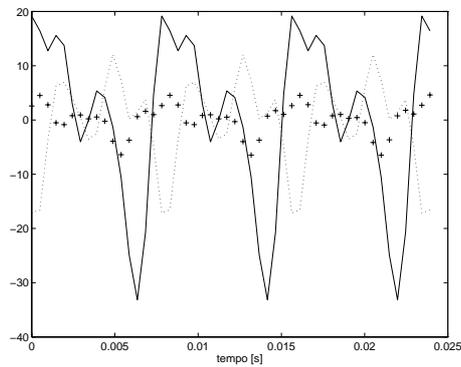
Novamente, o ASIC foi mais efetivo que o GIBBS-FULLER em todos os sensores,



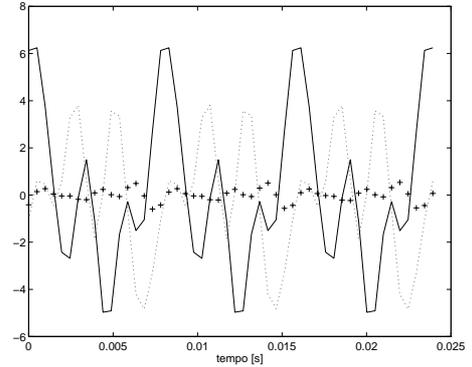
**Figura 11:** Convergência da SI em  $32Hz$



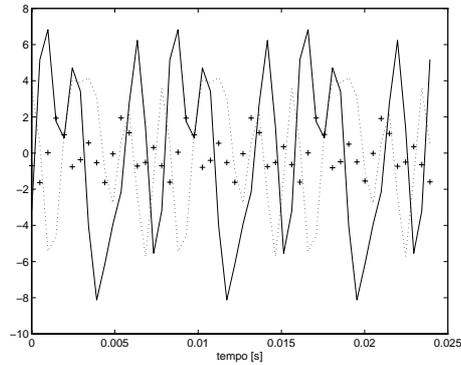
**Figura 12:** Convergência da SI em  $64Hz$



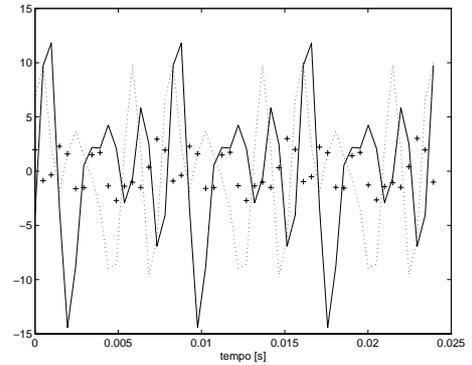
**Figura 13:** Resposta no tempo para o PZT 1 em  $32Hz$ ,  $64Hz$ ,  $96Hz$  e  $128Hz$



**Figura 14:** Resposta no tempo para o PZT 2 em  $32Hz$ ,  $64Hz$ ,  $96Hz$  e  $128Hz$



**Figura 15:** Resposta no tempo para o PZT 3 em  $32Hz$ ,  $64Hz$ ,  $96Hz$  e  $128Hz$



**Figura 16:** Resposta no tempo para o Acelerômetro em  $32Hz$ ,  $64Hz$ ,  $96Hz$  e  $128Hz$

conforme visto nas Figs. 13, 14, 15 e 16.

Aqui novamente, a SI foi minimizada em todas as frequências.

Finalmente, apresentam-se os valores das atenuações obtidas para os sensores considerando cada um dos casos tratados. Aqui serão mostradas somente os sensores PZT3 e acelerômetro. Tais atenuações foram calculadas como a razão entre o valor do erro quadrático médio para sensor sem controle sobre o valor controlado.

Na Tabela 1, apresentam-se os resultados para o sensor PZT3

**Tabela 1:** Atenuação para o PZT3

freqüências	ASIC	Gibbs-Fuller
32 e 64 HZ	-28.4 dB	-6.7 dB
32, 64, 96 e 128 HZ	-22.8 dB	-5.7 dB

Finalmente, na Tabela 2, são apresentados os resultados para o acelerômetro.

**Tabela 2:** Atenuação para o acelerômetro

freqüências	ASIC	Gibbs-Fuller
32 e 64 HZ	-19.3 dB	-2.8 dB
32, 64, 96 e 128 HZ	-20.6 dB	-1.3 dB

Diversos outros casos utilizando excitação multi-freqüência foram testados e em todos eles o ASIC se mostrou mais efetivo (Pereira, 1999).

## 5. CONCLUSÕES

O ASIC normalizado foi aplicado para o controle da intensidade estrutural em vigas, visando o controle do nível de vibração na mesma. Tal metodologia foi comparada com o método de Gibbs-Fuller. Um experimento foi montado e a viga foi identificada. Utilizando o modelo identificado, foram realizadas simulações numéricas.

Finalmente, conclui-se que o algoritmo ASIC foi bastante mais efetivo para os casos de excitação multi-freqüência que o método de Gibbs-Fuller.

### *Agradecimentos*

Os autores agradecem à FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo), CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico), CAPES (Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) e FAEP (Fundação de Apoio ao Ensino e à Pesquisa da Unicamp) pelo suporte financeiro ao trabalho.

## REFERÊNCIAS

- Arruda, J. R. F. & Dehandschutter, W., 1996, Strategies for active vibration control using a structural power flow approach. Proc. of the 21st International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA 21), pp. 653–666, Leuven, Belgium.
- Cremer, L.; Heckel, M., & Ungar, E. E., 1988, Structure-Borne Sound. Heidelberg, Springer-Verlag, 2nd edition.
- Elliott, S. J.; Stothers, I. M., & Nelson, P. A., 1987, A multiple error lms algorithm and its application to the active control of sound and vibration. IEEE - Transactions of Acoustic, Speech and Signal Processing, ASSP-35, pp.1423-1434.

- Fahy, F., 1985, Sound and Structural Vibration. Orlando, Florida, Academic Press.
- Gibbs, G. P., 1995, Simultaneous Active Control of Flexural and Extensional Power Flow in Thin Beams. PhD thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, USA.
- Meirovitch, L. & Norris, M., 1984, Vibration control. Proc. InterNoise 84, pp. 477-482, New York, USA.
- Moreira, F. J. O., 1998, Um Controlador  $H_{\infty}$  de Banda Limitada para o Controle Ativo de Vibração Estrutural. Tese de Doutorado, UNICAMP, Brasil.
- Noiseux, D. U., 1970, Measurement of power flow in uniform beams and plates. Journal of the Acoustical. Soc. America, 47(1), pp.238-247.
- Pan, X. & Hansen, C. H., 1993, The effect of error sensor location and type on the active control of beam vibration. Journal of Sound and Vibration, 165(3), pp.497-510.
- Pereira, A. K. A.; Moreira, F., & Arruda, J. R. F., 1998, Active control of the structural intensity in beams using a frequency domain adaptive method. Proc.the 39th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, Materilas Conference, Long Beach, USA.
- Pereira, A. K. A., 1999, Controle Ativo de Vibrações em Vigas e Placas Usando uma Abordagem de Intesidade Estrutural. Tese de Doutorado, UNICAMP, Brasil.
- Piezo, 1995 Piezo Film Sensors Product Guide. Valley Forge, USA, AMP Incorporated.
- Redmam-White, W.; Nelson, P., & Curtis, A., 1987, Experiments on active control of flexural wave power. Journal of Sound and Vibration, 112(1), pp.187-191.

## **ACTIVE CONTROL OF THE STRUCTURAL INTENSITY IN BEAMS CONSIDERING MULTIPLE FREQUENCY EXCITATION**

**Abstract** This paper exposes an active control method consisting of minimizing the active part of the structural intensity aiming at reducing the overall vibration level in beams. The basic idea behind this strategy is that the control forces dissipate the input power due to the perturbing forces, thus preventing the structure from having to vibrate in order to dissipate the incoming energy. A frequency-domain adaptive structural intensity control method (ASIC) is used. The method is investigated using a simple example consisting of an aluminum beam which is fitted at one end with a quasi-anechoic termination (sand box) and has the other end free. Numerically simulated results for multiple-frequency excitations are presented. The simulation uses a state-space model which was identified using experimental data. Results are compared with those obtained using the instantaneous wave amplitude as error signal in time-domain LMS control scheme. The ASIC method presented a better performance than the other controller en all the simulated cases.